

往复式压缩机活塞杆可靠性分析与参数化设计

陈鹏霏, 孙志礼, 滕云楠
(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110004)

摘 要: 为提高往复式压缩机的设计水平, 基于 VC++ 编程语言和 Pro/E 软件, 开发了活塞杆的疲劳可靠性分析与参数化设计系统。根据弹性力学的变形协调原理, 分析活塞杆的受力情况, 找出“薄弱环节”, 并采用有限元法加以验证; 根据几何尺寸、加工工艺、材料强度等设计参数的随机性, 建立“薄弱环节”的极限状态方程, 分析疲劳强度可靠度及对应的经济性, 从而确定各种设计要素(尺寸、工艺、材料等信息), 以实现参数化设计。结果表明, 可靠性理论与参数化技术在工程实际中的综合应用具有良好的前景。

关键词: 往复式压缩机; 活塞杆; 螺纹应力分布; 疲劳强度; 可靠度; 参数化设计

中图分类号: TH 131.3 文献标识码: A 文章编号: 1005-3026(2009)09-1310-04

Reliability Analysis and Parametric Design of Piston Rod of a Reciprocating Compressor

CHEN Peng-fei, SUN Zhi-li, TENG Yun-nan

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110004, China.
Correspondent: CHEN Peng-fei, E-mail: chenpengfei98@yahoo.com.cn)

Abstract: To improve the design level of reciprocating compressor, the VC++ and Pro/E were used to develop a system software for the fatigue reliability analysis and parametric design of piston rod. The loading state of piston rod was analyzed to find out the weak link in the design in accordance to the deformation compatibility principle of elastic mechanics and then the results were verified by FEM. A limit-state equation for the weak link was given according to the randomness of design parameters, such as geometric dimensions, machining process and material strength, so as to analyze both the reliability of fatigue strength and relevant economical level, thus determining all the design parameters of the piston rod, including dimensions, process technology and material to carry out parametric design. The results showed that the combination of reliability theory with parametric design is very promising in engineering practice.

Key words: reciprocating compressor; piston rod; thread stress distribution; fatigue strength; reliability degree; parametric design

活塞杆是往复式压缩机的关键零件, 它的可靠性直接影响着整台压缩机的可靠性和安全性^[1-3]。市场竞争激烈, 产品的设计、生产周期是企业生存和发展的关键。如何迅速、快捷地设计出经济、可靠的压缩机产品, 是对工程设计人员提出的新要求。可靠性理论与参数化技术的结合正是为迎合这一要求而作出的尝试。

1 活塞杆的“薄弱环节”

1.1 解析法分析危险部位的应力分布

活塞杆、十字头和活塞通常采用螺纹联接的

结构如图1所示, 两处是发生疲劳断裂的危险部位。处螺纹处于拉伸预紧状态下, 要比

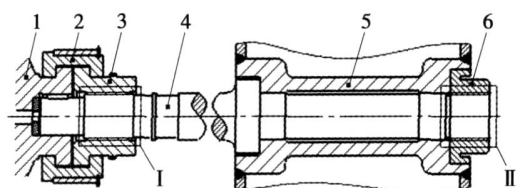


图1 4M12-100/42型压缩机一级活塞组件

Fig. 1 Assembly of the first-stage piston in 4M12-100/42 compressor

1—十字头体; 2—夹块; 3—活塞杆螺母;
4—活塞杆; 5—活塞; 6—紧固螺母。

收稿日期: 2008-12-23

基金项目: 国家高技术研究发展计划项目(2006AA04Z408)。

作者简介: 陈鹏霏(1980-), 男, 吉林白山人, 东北大学博士研究生; 孙志礼(1957-), 男, 山东巨野人, 东北大学教授, 博士生导师。

处安全^[4-6]。处螺纹是活塞杆的最危险部位。

在 处,工作前要预先拧紧活塞杆螺母^[3]。如图 2 所示,螺母拧紧后,在外力 $Q_1(t)$, $Q_2(t)$ 和 $Q_3(t)$ 的作用下,各圈螺纹牙受到轴向的作用力 $F(x)$ 取 $F(x)$ 对 x 的导数为 $q(x)$,称 $q(x)$ 为轴向力的分布强度。

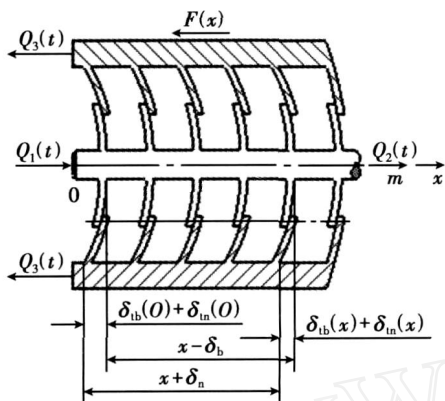


图 2 活塞杆处螺纹的变形示意图

Fig. 2 Schematic of thread deformation in the position of piston rod

根据图 2 所示的变形条件,得到 $q(x)$ 的变形协调方程^[4]

$$q(x) - \delta \cdot q(x) = 0 \quad (1)$$

式中: δ 为螺纹联接的刚度系数。

方程(1)的解可写成

$$q(x) = X \cdot \text{sh}(\delta \cdot x) + Y \cdot \text{ch}(\delta \cdot x) \quad (2)$$

式中: X, Y 为待定系数。

将 $x=0$ 和 $x=m$ (m 为旋合螺纹的总长度) 时的边界条件代入方程(2)得

$$q(x) = \frac{1}{\delta \cdot \text{sh}(\delta \cdot m)} \left\{ \frac{\text{ch}[\delta \cdot (m-x)]}{E_b \cdot S_b} \times Q_1(t) + \frac{\text{ch}(\delta \cdot x)}{E_b \cdot S_b} Q_2(t) + \frac{\text{ch}[\delta \cdot (m-x)]}{E_n \cdot S_n} Q_3(t) \right\} \quad (3)$$

式中: E_b, E_n 为螺杆和螺母材料的弹性模量; S_b, S_n 为螺杆和螺母本体的横截面面积。于是,螺纹轴向的名义应力为

$$\sigma_b(x) = \frac{Q_2(t) - \int_0^x q(x) dx}{S_b} \quad (4)$$

将活塞力的两个极限值 F_{\max} 和 F_{\min} 代入式(4), 得到 $\sigma_{b\max}(x)$ 和 $\sigma_{b\min}(x)$ 。处螺纹的名义应力幅为

$$\sigma_b(x) = \frac{\sigma_{b\max}(x) - \sigma_{b\min}(x)}{2} = \frac{F}{S_b \cdot \text{sh}(\delta \cdot m)} \left[\frac{C_b}{C_b + C_n} \text{sh}(\delta \cdot m) + \frac{C_n}{C_b + C_n} \text{sh}(\delta \cdot x) \right] \quad (5)$$

式中: F 为载荷幅, $F = (F_{\max} - F_{\min})/2$; C_b, C_n 分别是螺杆和螺母的结构刚度。

1.2 有限元法分析危险部位的应力分布

根据 4M12 - 100/42 型压缩机活塞杆螺纹的实际尺寸,建立有限元模型,施加两种极限活势力,两种力作用下的应力云图和仅在预紧力作用下的应力云图如图 3(图中隐藏了螺母零件,仅示出活塞杆螺纹段上的应力状态)所示。

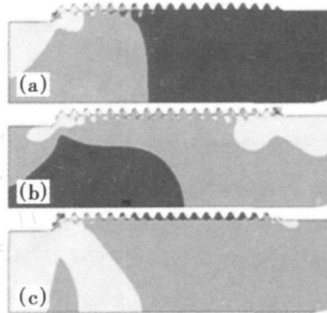


图 3 三种状态下的应力云图

Fig. 3 Stress contour plots in three different states

- (a) 预紧状态;
- (b) 最大拉伸力作用;
- (c) 最大压缩力作用。

1.3 有限元法与解析法分析结果比较

在 处(螺纹段长度为 75 mm)轴向每隔一、二个螺距(螺距为 4 mm)选出几个点,计算出各点所在截面的名义应力值。利用 Matlab 软件编制程序,将有限元法得到的应力值与解析法推导出的应力公式绘出线图,如图 4 所示。通过比较可知,有限元法与解析法分析的结果是非常接近的。

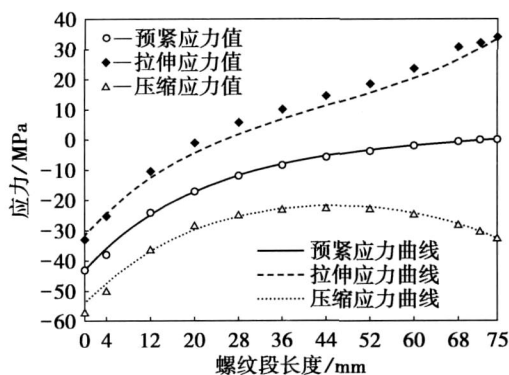


图 4 有限元法的应力值与解析法的应力曲线

Fig. 4 Stress values by FEM and stress curves by analytic method

应力幅和应力集中是造成螺纹零件发生疲劳断裂的两个主要因素^[5-6]。由图 4 可知, $x = 75$ mm 处应力幅值达到最大,然而此处的应力集中现象却未及进入螺纹牙处的严重。所以,活塞杆的“薄弱环节”是进入与十字头联接螺纹的 1~2 扣处。

2 活塞杆疲劳可靠性分析

2.1 活塞杆的疲劳强度极限

文献[4]给出了理论应力集中系数 K_t 与螺纹牙根圆角半径 r 、螺距 P 的关系曲线,利用 Matlab 软件,将该曲线拟合成多项式函数 $K_t = f(r, P)$ 。于是,螺纹的有效应力集中系数^[7]

$$K = 1 + q \cdot [f(r, P) - 1] \quad (6)$$

式中 q 为材料对应力集中的敏性系数。

考虑到活塞杆尺寸对疲劳强度的影响,引入尺寸系数 C_1 、表面状态系数 C_2 包括表面加工系数 β_1 和表面强化系数 β_2 ,且 $C_2 = \beta_1 \cdot \beta_2$ 。于是,活塞杆的疲劳强度极限

$$\sigma_{-1C} = \frac{\sigma_{-1}}{K} \times C_1 \quad (7)$$

式中 σ_{-1} 为材料的拉压疲劳强度极限。

2.2 应力幅的计算

活塞杆“薄弱环节”的应力幅

$$\sigma_a = \frac{4 F}{\pi \cdot d_R^2} \quad (8)$$

式中, d_R 为螺纹杆最小截面直径,按随机变量处理。考虑到意外过载的情形,载荷幅 F 也按随机变量处理。

2.3 极限状态方程

根据可靠性应力 - 强度理论,活塞杆的疲劳极限状态函数

$$g(X) = \sigma_{-1C} - \sigma_a \quad (9)$$

式中, X 为随机参数向量, X 的均值矩阵 $\bar{X} = [\bar{\sigma}_{-1}, \bar{F}, \bar{r}, \bar{P}, \bar{d}_R]^T$, 标准差矩阵 $S_X = [S_{\sigma_{-1}}, S_F, S_r, S_P, S_{d_R}]^T$ 。

2.4 疲劳可靠性分析

X 中的随机参数相互独立,且服从正态分布。根据 Taylor 展开法^[7], $g(X)$ 的均值和标准差为

$$\mu_g = g(\bar{X}), \quad (10)$$

$$S_g = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial g}{\partial X_i} \right)^2 S_{X_i}^2} \quad (11)$$

式中,下角标“0”表示求偏导后随机参数取均值。联接系数 $z_R = \mu_g / S_g$, 可靠度 $R = \Phi(z_R)$, $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分布函数。

3 活塞杆的参数化设计

3.1 参数的确定

“薄弱环节”的设计参数根据可靠性要求确定。图 5 为尺寸、工艺、材料等的可靠性分析对话框。其余部分尺寸根据结构的相关性,尽可能建立关

联。对于无法建立关联的尺寸,可直接在图 6 所示的对话框中输入。

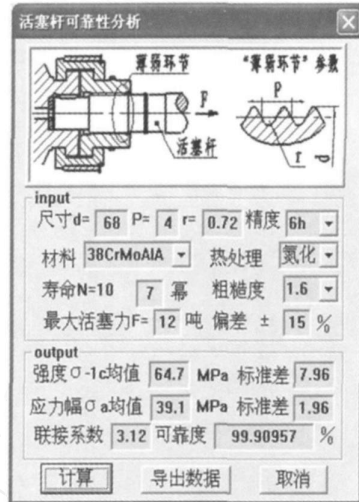


图 5 活塞杆的可靠性分析对话框

Fig. 5 Dialog box of reliability analysis of piston rod



图 6 活塞杆的参数化设计对话框

Fig. 6 Dialog box of parametric design of piston rod

3.2 Pro/E 的二次开发

Pro/TOOL KIT 是 PTC 公司为 Pro/E 软件提供的二次开发工具包。它提供了开发 Pro/E 所需的所有库文件和头文件函数,使用户编写的应用程序能够安全地控制和访问 Pro/E,实现应用程序模块与 Pro/E 系统的无缝集成^[8-10]。

4 算例

为 4M12 - 100/42 型压缩机设计 1 根活塞杆。已知螺纹尺寸 M68 × 4,精车加工;载荷正负偏差不得超过 15%。要求无限寿命 ($N = 10^7$),可靠性 3 级 (0.999) 并综合比较各方案的优劣。

利用已开发的系统,首先对活塞杆常用的三种材料^[3]进行可靠性分析。由表 1 的分析数据 ($r = 0.5 \text{ mm}$,加工精度 6 h)可知,虽然合金钢比碳钢贵很多,但为了满足疲劳可靠度,只能选择 38CrMoAlA 作为活塞杆的材料。

再分析螺纹牙根圆角半径 r 对疲劳可靠度的影响。表 2 中的数据(加工精度 6 h)表明, r 的

影响显著,当 $r = 0.72 \text{ mm}$ 时,应力集中系数最小,疲劳强度可靠度最高。

表 1 不同材料活塞杆的疲劳强度可靠度
Table 1 Fatigue reliabilities of piston rods made from different materials

材料及热处理	$\bar{\sigma}_{-1C}$	S_{-1C}	$\bar{\sigma}_a$	S_a	可靠度
45 号钢表面淬火	45.0	5.72	39.1	1.96	0.836 5
40Cr 表面淬火	53.6	7.07	39.1	1.96	0.975 58
38CrMoAlA 氮化	59.8	8.08	39.1	1.96	0.993 244

表 2 不同螺纹牙根圆角的疲劳强度可靠度
Table 2 Fatigue reliabilities of different root fillet radii of thread

圆角半径 r/mm	$\bar{\sigma}_{-1C}$	S_{-1C}	$\bar{\sigma}_a$	S_a	可靠度
0.3	51.6	7.13	39.1	1.96	0.954 49
0.5	59.8	8.08	39.1	1.96	0.993 244
0.72	64.7	7.96	39.1	1.96	0.999 095 7

最后,分析加工精度对可靠性的影响,表 3 数据显示,加工精度会对应力、强度的标准差产生微小影响,对疲劳强度可靠度的影响并不显著。考虑到每提高一级加工精度,会使加工费用成倍增长,因此,取中等加工精度 6 h 即可。

表 3 不同加工精度的疲劳强度可靠度
Table 3 Fatigue reliabilities of different machining precision

螺纹加工精度	$\bar{\sigma}_{-1C}$	S_{-1C}	$\bar{\sigma}_a$	S_a	可靠度
3 h	64.7	7.87	39.1	1.95	0.999 211 2
6 h	64.7	7.96	39.1	1.96	0.999 095 7
9 h	64.7	8.03	39.1	1.97	0.999 032 4

综合考虑了各方案的可靠性和经济性后,将确定的设计数据导入参数化设计系统,图 7 为活塞杆的工程图,它包含了活塞杆的全部设计信息。图 8 为参数化系统设计出的活塞杆三维模型,使用该模型可继续进行后续的结构力学分析和动力学分析。

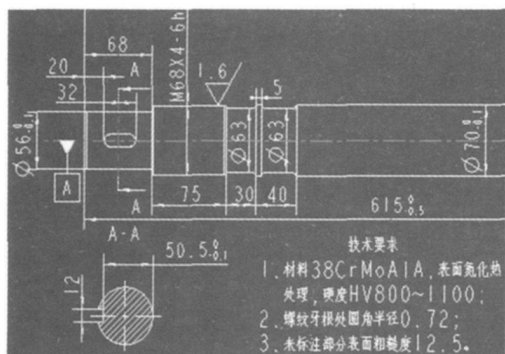


图 7 活塞杆的工程图
Fig. 7 Working drawing of piston rod

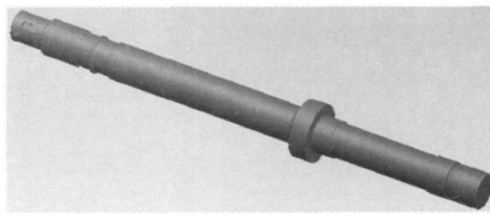


图 8 活塞杆的三维模型
Fig. 8 A 3-D model of piston rod

5 结 论

往复式压缩机活塞杆的“薄弱环节”是进入与十字头联接螺纹的 1~2 扣处;可靠性分析能够从理论上定量反映出各种设计变量对活塞杆疲劳强度可靠度的影响;可靠性理论与参数化技术的有机结合在工程实际中具有良好的应用前景。

参考文献:

- [1] Pérez-Segarra C D, Rigola J, Sòria M, et al. Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(4):579 - 593.
- [2] Longo G A, Gasparella A. Unsteady state analysis of the compression cycle of a hermetic reciprocating compressor[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26(6):681 - 689.
- [3] Cho J R, Moon S J. A numerical analysis of the interaction between the piston oil film and the component deformation in a reciprocating compressor [J]. *Tribology International*, 2005, 38(5):459 - 468.
- [4] 卜炎. 螺纹联接设计与计算[M]. 北京:高等教育出版社, 1995:4 - 9.
(Bu Yan. Design and calculation on thread joint [M]. Beijing: Higher Education Press, 1995:4 - 9.)
- [5] Yuan G J, Yao Z Q, Han J Z, et al. Stress distribution of oil tubing thread connection during make and break process[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2004, 11(4):537 - 545.
- [6] Zhao H, Kuang Z B, Li Z H. Stress-intensity factor for a semi-elliptical surface crack at the thread root of a screwed pipe joint[J]. *Computers & Structures*, 1996, 59(3):419 - 424.
- [7] 孙志礼,陈良玉. 实用机械可靠性设计理论与方法[M]. 北京:科学出版社, 2003:66 - 78.
(Sun Zhi-li, Chen Liang-yu. Applied theory and method of mechanical reliability design [M]. Beijing: Science Press, 2003:66 - 78.)
- [8] Mancuso A. Parametric design of sailing hull shapes[J]. *Ocean Engineering*, 2006, 33(2):234 - 246.
- [9] Lee R S, Hsu Q C, Su S L. Development of a parametric computer-aided die design system for cold forging [J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 1999, 91(3):80 - 89.
- [10] Chu C H, Song M C, Luo V C S. Computer aided parametric design for 3D tire mold production [J]. *Computers in Industry*, 2006, 57(1):11 - 25.